

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-089215

(43)Date of publication of application : 27.03.2002

(51)Int.Cl.

F01L 13/00

F01L 1/04

F01L 1/18

F01L 1/34

F02D 13/02

(21)Application number : 2000-282795

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 19.09.2000

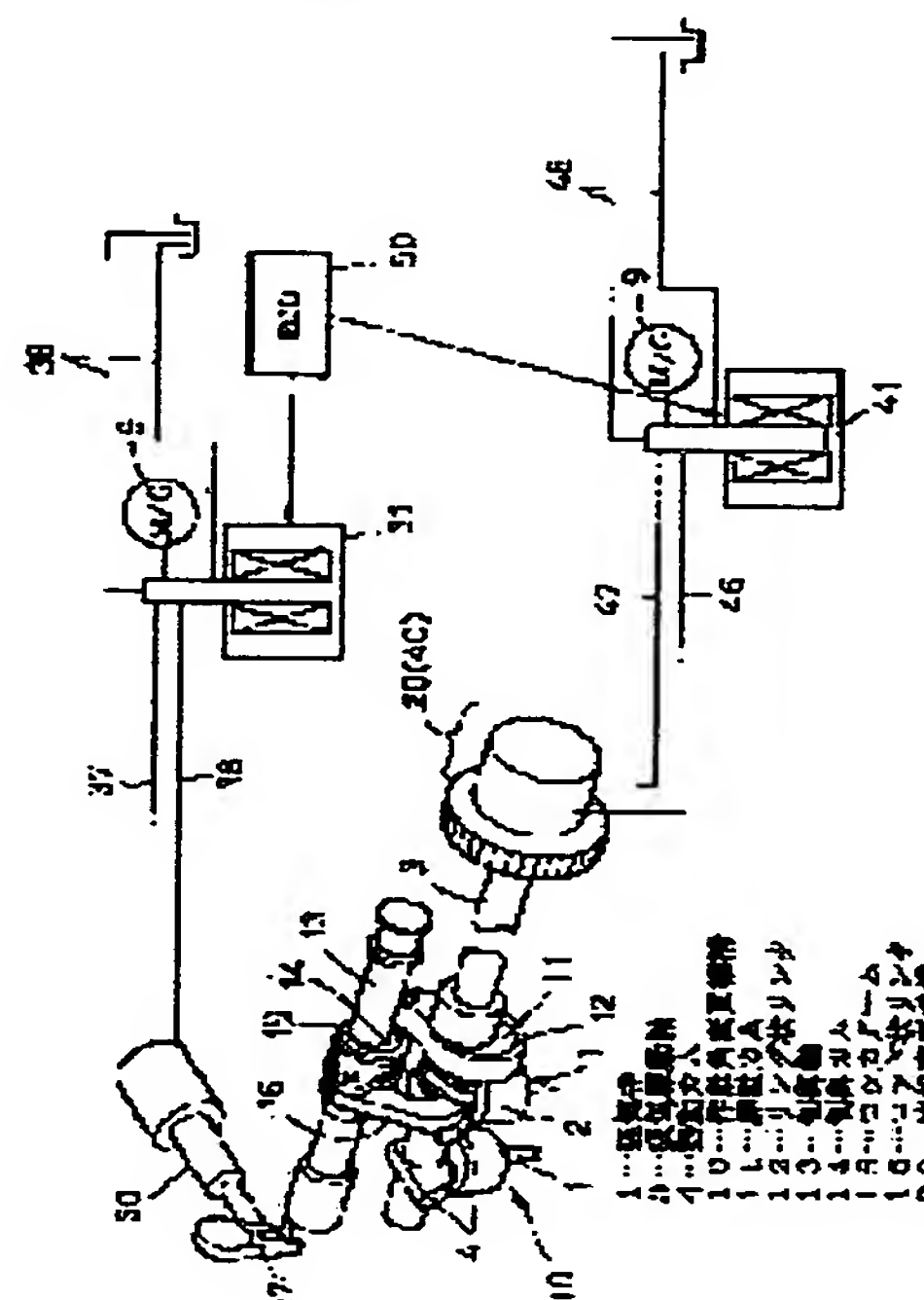
(72)Inventor : TAKEMURA SHINICHI
SUGIYAMA TAKANOBU
AOYAMA SHUNICHI

(54) VARIABLE VALVE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To surely prevent the interference of an intake valve 1 and a piston while ensuring the maximum degree of freedom in changing and controlling the valve lift characteristic of the intake valve 1.

SOLUTION: This variable valve system comprises an operating angle changing mechanism 10 capable of continuously changing an operating angle of the intake valve 1, and a phase changing mechanism 20 capable of continuously changing a center phase of the operating angle of the intake valve 1. An opening period of the intake valve is advanced most at a time of low rotation and intermediate load to determine a predetermined small operating angle, in the whole rotating zone.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

26.09.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

BEST AVAILABLE COPY

(51)Int.Cl.⁷
F 0 1 L 13/00

1/04

識別記号
3 0 1

1/04

F I
F 0 1 L 13/00

1/04

テ-マ-ト*(参考)
3 0 1 Y 3 G 0 1 6
3 0 1 A 3 G 0 1 8
3 0 1 K 3 G 0 9 2
3 0 1 Z
Z

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 10 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号	特願2000-282795(P2000-282795)	(71)出願人	000003997 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(22)出願日	平成12年 9 月19日 (2000. 9. 19)	(72)発明者	竹村 信一 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(72)発明者	杉山 孝伸 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(74)代理人	100062199 弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

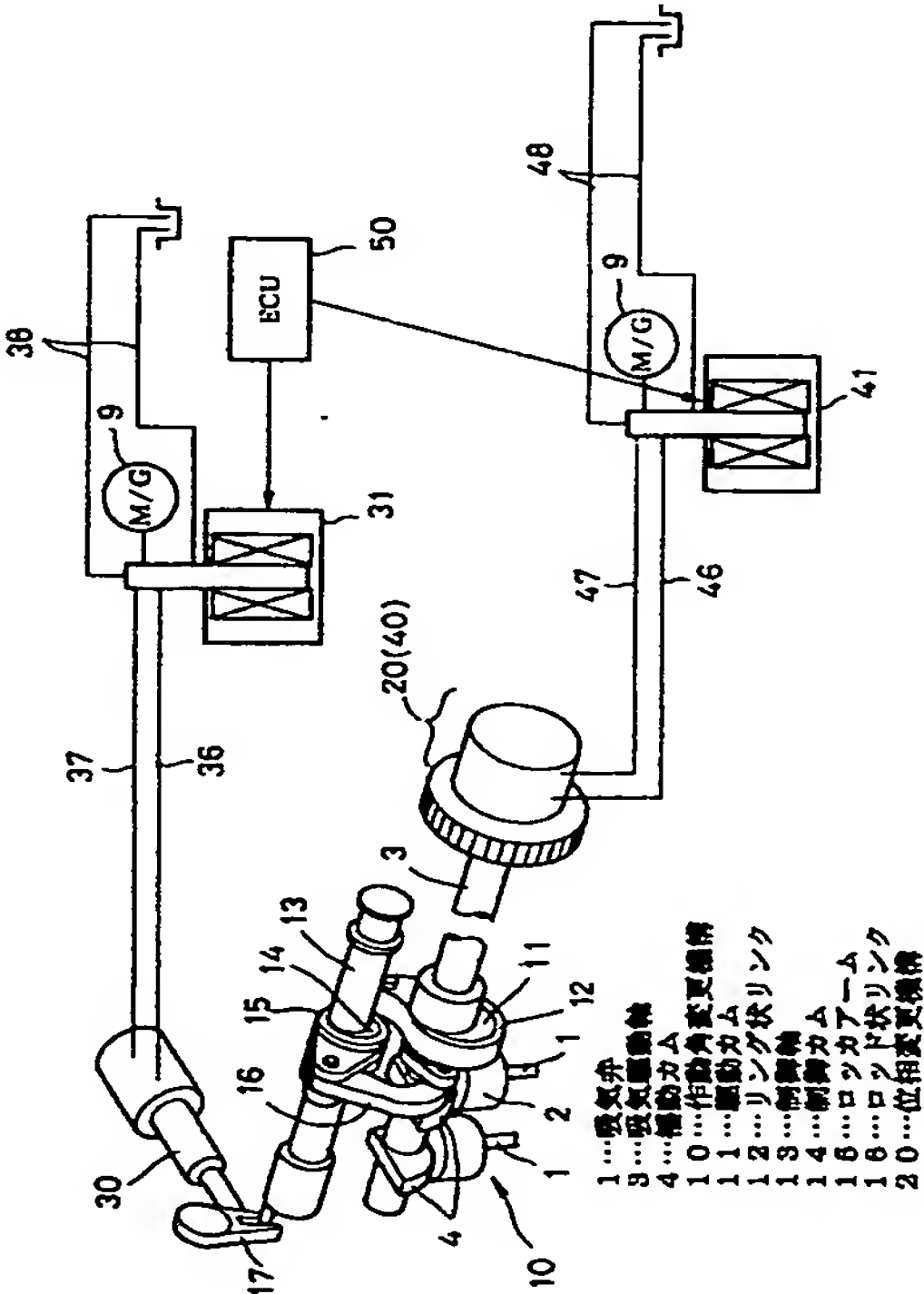
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

(57)【要約】

【課題】 吸気弁1のバルブリフト特性の変更制御の自由度を最大限に確保しつつ、吸気弁1とピストンとの干渉を確実に回避する。

【解決手段】 吸気弁1の作動角を連続的に変更可能な作動角変更機構10と、吸気弁1の作動角の中心位相を連続的に変更可能な位相変更機構20と、を有する。全回転域の中で、所定の小作動角に設定される低回転中負荷時に吸気弁の開時期を最も進角させる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 吸気弁の作動角を連続的に変更可能な作動角変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相を連続的に変更可能な位相変更機構と、を有する内燃機関の可変動弁装置において、

上記作動角変更機構により所定の小作動角に設定される低回転中負荷時に、吸気弁の開時期が全回転域の中で最も進角するように設定されていることを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 2】 機関と連動して回転する吸気駆動軸と、この吸気駆動軸に回転可能に外嵌し、吸気弁を開閉駆動する揺動カムと、の間に上記作動角変更機構が設けられ、

この作動角変更機構は、上記吸気駆動軸に偏心して設けられる駆動カムと、この駆動カムに回転可能に外嵌するリング状リンクと、所定の回転範囲内で回転される制御軸と、この制御軸に偏心して設けられる制御カムと、この制御カムに回転可能に外嵌するとともに、一端が上記リング状リンクに連結されたロッカアームと、このロッカアームの他端と上記揺動カムとに連結されたロッド状リンクと、を有し、

上記制御軸を一方向へ回転することにより吸気弁の作動角が増加し、上記制御軸を他方向へ回転することにより吸気弁の作動角が減少するように設定され、

かつ、この作動角変更機構により最大作動角に設定されているときに、上記ロッカアームから制御軸へ作用する制御軸トルクが中間作動角の場合の制御軸トルクよりも小となるように設定されていることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 3】 上記制御軸と機関本体側との間に、上記制御軸の回転範囲を機械的に規制するストッパ機構が設けられていることを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 4】 上記作動角変更機構により所定の中作動角に設定される中回転高負荷時に、吸気弁の開時期が中回転域の中で最も進角するように設定され、上記作動角変更機構により最大作動角に設定される高回転高負荷時に、吸気弁の開時期が高回転域の中で最も進角するように設定されていることを特徴とする請求項 2 又は 3 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 5】 上記低回転中負荷時、中回転高負荷時及び高回転高負荷時の中で、中回転高負荷時に吸気弁の開時期が最も遅角するように設定されていることを特徴とする請求項 4 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項 6】 上記低回転中負荷時の吸気弁の開時期が上記高回転高負荷時の吸気弁の開時期よりも進角側に設定されていることを特徴とする請求項 4 又は 5 に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、吸気弁の作動角を連続的に変更可能な作動角変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相（以下、必要に応じて吸気位相と略す）を連続的に変更可能な位相変更機構と、を有する内燃機関の可変動弁装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 特開 2000-18056 号公報には、吸気弁の作動角及びバルブリフト量を大小 2 段に切り換えるバルブリフト変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相を連続的に変更可能なバルブタイミング変更機構と、を備えた内燃機関の可変動弁装置が開示されている。この公報の装置では、低回転中負荷時に、吸気弁の開時期を上死点よりも進角させて、所定量のオーバーラップを確保し、内部 EGR の増加に伴う燃費の向上を図るとともに、高回転高負荷時にも、同じく吸気弁の開時期を上死点よりも進角させて所定量のオーバーラップを確保し、トルクの向上を図る技術が開示されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 この公報のバルブリフト変更機構では、作動角及びバルブリフト量を大小 2 段にしか切り替えられないが、例えば吸気弁の作動角及びバルブリフト量を連続的に変更可能な作動角変更機構を用いた場合、制御の自由度が高くなり、機関運転性能の更なる向上を図ることができる。

【0004】 例えば、低回転中負荷時には、吸気作動角を小リフト・小作動角側に設定して、吸気弁の開時期（IVO）を上死点よりも進角させることにより、内部 EGR の増加に伴う燃費の向上が図られるとともに、吸気弁の開時期を下死点よりも進角させることにより、残留ガスの増加に伴うポンプ損失の低減化を図ることができる。また、中回転全開（高負荷）時には、中リフト・中作動角に設定するとともに、IVO を上死点よりも進角させることにより、掃気効果利用による全開性能の向上を図ることができる。更に、高回転高負荷時には、大リフト・大作動角に設定して、IVO を上死点よりも大きく進角させることにより、掃気効果利用による全開性能の向上を図ることができる。

【0005】 しかしながら、このように作動角変更機構及び位相変更機構の双方ともに連続的に変更可能な構成とした場合、制御の自由度が高い反面、上述したように吸気弁の開時期が上死点よりも進角する状態のときに、吸気弁と気筒内のピストンとが不用意に干渉する危険性も増すこととなり、このような干渉を確実に回避する重要性が高くなる。

【0006】 特に、変更機構が簡素な油圧駆動式のような場合、バルブスプリング反力、慣性力等により吸気弁の開時期が不用意に変動し、かつ、この変動量が機関回転数や負荷等に応じてバラツキを生じるおそれがある。更に言えば、作動角変更機構が後述する実施形態のように制御カム、制御軸等を用いた構成の場合、そのときの

吸気作動角の設定によっても、制御軸を不用意に回転させようとする制御軸トルクの大きさが変動し、上記変動量にバラツキを生じてしまう。

【0007】従って、吸気弁とピストンとの干渉を確実に回避するためには、上述したような吸気弁の開時期の変動、バラツキを考慮して吸気弁の開時期を設定する必要がある。しかしながら、吸気弁の開時期の進角量を過度に抑制すると、制御の自由度が低くなり、機関運転性能を十分に向上させることができなくなってしまう。

【0008】本発明はこのような課題に鑑みてなされたものであり、機関運転性能を損ねることなく、吸気弁とピストンとの干渉を確実に回避することを一つの目的としている。

【0009】

【課題を解決するための手段】そこで、請求項1に係る発明は、吸気弁の作動角を連続的に変更可能な作動角変更機構と、吸気弁の作動角の中心位相を連続的に変更可能な位相変更機構と、を有する内燃機関の可変動弁装置において、上記作動角変更機構により所定の小作動角に設定される低回転中負荷時に、吸気弁の開時期が全回転域の中で最も進角するように設定されていることを特徴としている。

【0010】つまり、低回転域では、中回転以上の運転域に比して、例えば作動角変更機構の回転部品の慣性力が小さいため、作動角（及びバルブリフト量）の変動、バラツキが低く抑制される。従って、吸気弁の開時期を進角させても、吸気弁とピストンとが干渉する可能性が低い。

【0011】また、同じ低回転域でも、中負荷以下の運転域では、負荷の増加に伴って吸気弁の開時期を進角させる一方、中負荷以上の運転域では、負荷の増加に伴って主に作動角を増加させて、吸気弁の開時期を遅角させることが、燃費、排気等の運転性能の点で有利である。

【0012】従って、低回転中負荷時に吸気弁の開時期を最も進角するように設定することにより、吸気弁のバルブリフト特性の変更制御の自由度の低下つまり機関性能の低下を抑制しつつ、吸気弁とピストンとの干渉を確実に回避することができる。

【0013】また、請求項2に係る発明は、機関と連動して回転する吸気駆動軸と、この吸気駆動軸に回転可能に外嵌し、吸気弁を開閉駆動する揺動カムと、の間に上記作動角変更機構が設けられ、この作動角変更機構は、上記吸気駆動軸に偏心して設けられる駆動カムと、この駆動カムに回転可能に外嵌するリング状リンクと、所定の回転範囲内で回転される制御軸と、この制御軸に偏心して設けられる制御カムと、この制御カムに回転可能に外嵌するとともに、一端が上記リング状リンクに連結されたロッカアームと、このロッカアームの他端と上記揺動カムとに連結されたロッド状リンクと、を有し、上記制御軸を一方向へ回転することにより吸気弁の作動角が

増加し、上記制御軸を他方向へ回転することにより吸気弁の作動角が減少するように設定され、かつ、この作動角変更機構により最大作動角に設定されているときに、上記ロッカアームから制御軸へ作用する制御軸トルクが中間作動角の場合の制御軸トルクよりも小となるように設定されていることを特徴としている。

【0014】このような作動角変更機構は、駆動カムとリング状リンクとの摺接部分や制御カムとロッカアームとの摺接部分等の各回転部品の連結部分が面接触となっているため、潤滑が行い易く、耐久性、信頼性に優れているとともに、作動角変更時の抵抗も低く抑制される。また、吸気弁を駆動する揺動カムが吸気駆動軸と同軸上に配置されているため、例えば揺動カムを吸気駆動軸とは異なる別の支軸で支持するような構成に比して、制御精度に優れているとともに、装置自体がコンパクトなものとなり、車両搭載性が良く、部品点数も低く抑制される。

【0015】また、この作動角変更機構では、バルブスプリング反力や揺動カムの慣性力等に起因して、ロッカアームから制御軸の制御カム中心へ荷重が作用するため、制御軸には、この制御軸を不用意に回転させようとする制御軸トルクが作用する。この制御軸トルクは、作動角変更機構による作動角（及びバルブリフト量）の増加に伴って大きくなる傾向にある。そこで、請求項2に係る発明では、吸気弁の作動角が最大となるとき、つまり制御軸トルクが最も大きくなるときに、上記ロッカアームから制御軸へ作用する制御軸トルクが中間作動角の場合の制御軸トルクよりも小となるように設定されている。

【0016】請求項3に係る発明は、上記制御軸と機関本体側との間に、上記制御軸の回転範囲を機械的に規制するストッパ機構が設けられていることを特徴としている。

【0017】この場合、上記制御軸を最小作動角及び最大作動角の位置に確実にかつ正確に保持することができる。

【0018】請求項4に係る発明は、上記作動角変更機構により所定の中作動角に設定される中回転高負荷時に、吸気弁の開時期が中回転域の中で最も進角するように設定され、上記作動角変更機構により最大作動角に設定される高回転高負荷時に、吸気弁の開時期が高回転域の中で最も進角するように設定されていることを特徴としている。

【0019】つまり、排気動的効果を活用できる中回転以上の運転域では、負荷の増加に応じて主に作動角を増加させて、吸気弁の開時期を進角させることが望ましい。従って、上記のように、高負荷時に吸気弁の開時期が最も進角するように設定されている。

【0020】請求項5に係る発明は、上記低回転中負荷時、中回転高負荷時及び高回転高負荷時の中で、中回転

高負荷時に吸気弁の開時期が最も遅角するように設定されていることを特徴としている。

【0021】つまり、中回転高負荷時と高回転高負荷時とを比較した場合、高回転高負荷時には、作動角変更機構により作動角が大きく設定されている関係で、中回転高負荷時に比して、制御軸トルクが低く抑制されるため、吸気弁の開時期が変動するおそれが低い。従って、このような高回転高負荷時には中回転高負荷時に比して吸気弁の開時期を更に進角させることにより、更なる全開性能の向上を図ることができる。一方、中回転高負荷時には、吸気弁とピストンとの干渉を確実に回避するために、吸気弁の開時期の進角量を相対的に小さくする。

【0022】また、低回転中負荷時と高回転高負荷時とを比較した場合、低回転中負荷時には、回転数が低く作動角も小さいため、吸気弁の作動角や吸気位相の変動、バラツキを生じる可能性が低い。

【0023】そこで請求項6に係る発明では、上記低回転中負荷時の吸気弁の開時期が上記高回転高負荷時の吸気弁の開時期よりも進角側に設定されている。

【0024】

【発明の効果】請求項1に係る発明によれば、低回転中負荷時に吸気弁の開時期が最も進角するように設定することにより、吸気弁のバルブリフト特性の変更制御の自由度を最大限に確保しつつ、吸気弁とピストンとの干渉を確実に回避することができる。

【0025】請求項2に係る発明によれば、耐久性、信頼性に優れ、作動角変更時の抵抗も低く抑制され、制御精度に優れ、コンパクトかつ簡素な構成の作動角変更機構を得ることができる。また、吸気弁の作動角が最大となると、つまり制御軸トルクが最も大きくなると、上記ロッカアームから制御軸へ作用する制御軸トルクが比較的小さくなるように設定されているため、制御軸トルクに起因する作動角の変動、バラツキを有効に抑制することができる。

【0026】請求項3に係る発明によれば、制御軸を最小作動角及び最大作動角の位置に確実にかつ正確に保持することができるため、制御軸の不用意な変動をより確実に防止することができる。

【0027】請求項4に係る発明によれば、排気動的効果を活用できる中回転以上の運転域では、負荷の増加に応じて吸気弁の開時期を進角させることができ、主に機関出力の向上を図ることができる。

【0028】請求項5に係る発明によれば、高回転高負荷時における全開性能の向上を図りつつ、中回転高負荷時に吸気弁とピストンとが干渉することを確実に防止することができる。

【0029】請求項6に係る発明によれば、低回転中負荷時に吸気弁の開時期を十分に進角させつつ、高回転高負荷時に吸気弁とピストンとが干渉することを確実に防止することができる。

【0030】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態に係る内燃機関の可変動弁装置を図面に基づいて詳細に説明する。

【0031】図1に示すように、内燃機関の各気筒には一対の吸気弁1及び一対の排気弁（図示省略）が設けられ、各吸気弁1の上部にはバルブリフト2が配設されている。これらのバルブリフト2の上方には、図外のクランクシャフトに連動して軸周りに回転駆動される吸気駆動軸3が気筒列方向に延在している。この吸気駆動軸3の外周には、各吸気弁1に対応して揺動カム4が揺動可能に外嵌されており、この揺動カム4がバルブリフト2に当接してこれを押圧することにより、吸気弁1が図外のバルブスプリングのバネ力に抗して開閉駆動される。

【0032】そして、この実施形態に係る可変動弁装置は、吸気弁1の作動角（開閉期間）及びバルブリフト量（リフト作動角）を連続的に変更可能な作動角変更機構10と、作動油（作動流体）の供給圧に応じて作動角変更機構10を駆動する作動角変更アクチュエータ30と、吸気弁1の作動角の中心位相（吸気位相）を連続的に変更可能な位相変更機構20と、作動油の供給圧に応じて位相変更機構20を駆動する位相変更アクチュエータ40と、これらのアクチュエータ30、40への供給圧をソレノイドバルブ31、41を介して制御する制御部（エンジンコントロールユニット；ECU）50と、を有している。これらのソレノイドバルブ31、41には、上記供給圧の圧力源としての油圧ポンプ9が接続されている。

【0033】作動角変更機構10は、吸気駆動軸3と揺動カム4との間に設けられ、両者3、4を機械的に連携するリンクの姿勢を変化させて、主に吸気弁1の作動角及びバルブリフト量を連続的に変化させるようになっている。つまり、この作動角変更機構10は、吸気駆動軸3に偏心して設けられて吸気駆動軸3と一体的に回転する駆動カム11と、この駆動カム11の外周に相対回転可能に外嵌するリング状リンク（第1のリンク）12と、吸気駆動軸3と略平行に気筒列方向へ延在する制御軸13と、この制御軸13に偏心して設けられて制御軸13と一体的に回転する制御カム14と、この制御カム14の外周に相対回転可能に外嵌するとともに、一端がリング状リンク12の先端と相対回転可能に連結されたロッカアーム15と、このロッカアーム15の他端と揺動カム4の先端とに回転可能に連結され、両者15、4を機械的に連携するロッド状リンク（第2のリンク）16と、を有している。

【0034】上記の吸気駆動軸3及び制御軸13は、軸受ブラケットを介して内燃機関のシリンダヘッド側へ回転可能に支持されている。制御軸13の一端には上記の作動角変更アクチュエータ30が接続されており、このアクチュエータ30によって制御軸13が所定の制御角

度範囲内で軸周りに回転駆動されるとともに、所定の回転位相に保持される。

【0035】このような構成により、クランクシャフトに連動して吸気駆動軸 3 が回転すると、駆動カム 11 を介してリング状リンク 12 が実質的に並進作動するとともに、ロッカアーム 15 が制御カム 14 周りを揺動し、ロッド状リンク 16 を介して揺動カム 4 が揺動して、吸気弁 1 が開閉駆動される。

【0036】また、作動角変更アクチュエータ 30 により制御軸 13 を回動することにより、ロッカアーム 15 の揺動中心となる制御カム 14 の中心位置が変化して、各リンク 12, 16 等の姿勢が変化し、揺動カム 4 の揺動角度範囲が変化する。これにより、図 4 にも示すように、作動角の中心位相が略一定のままで、作動角及びバルブリフト量が連続的に変化する。より具体的には、制御軸 13 を一方向へ回動することにより、作動角及びバルブリフト量が増加し、他方向へ回動することにより作動角及びバルブリフト量が低下するようになっている。

【0037】このような作動角変更機構 10 は、駆動カム 11 とリング状リンク 12 との摺接部分や制御カム 14 とロッカアーム 15 との摺接部分等の各回転部品の連結部分が面接触となっているため、潤滑が行い易く、耐久性、信頼性に優れているとともに、作動角変更時の抵抗も低く抑制される。また、吸気弁 1 を駆動する揺動カム 4 が吸気駆動軸 3 と同軸上に配置されているため、例えば揺動カムを駆動軸とは異なる別の支軸で支持するような構成に比して、制御精度に優れているとともに、装置自体がコンパクトなものとなり、車両搭載性が良く、部品点数も低く抑制される。

【0038】次に、図 2 を参照して作動角変更アクチュエータ 30 について説明する。このアクチュエータ 30 の内部には、ピストン 32 の受圧部 32a を挟んで第 1 油圧室 33 と第 2 油圧室 34 とが画成されている。このピストン 32 の先端部にはピン 32b が設けられ、このピン 32b は、上記の制御軸 13 の端部に設けられたディスク 17 の径方向溝 17a へ摺動可能に嵌合している。従って、第 1 油圧室 33 及び第 2 油圧室 34 への供給油圧に応じてピストン 32 が進退することにより、上記のピン 32b 及びディスク 17 を介して制御軸 13 が回転して吸気弁 1 の作動角が変化する。

【0039】これら油圧室 33, 34 への供給油圧は、ソレノイドバルブ 31 のスプール 35 の位置に応じて切り換えられ、このソレノイドバルブ 31 は制御部 50 からの出力信号により ON-OFF 駆動（デューティ制御）される。つまり、機関運転状態に応じて出力信号のデューティ比を変化させることにより、上記スプール 35 の位置が切り換えられる。

【0040】例えば、スプール 35 が図の最も右側に保持されている状態では、第 1 油圧室 33 に接続する第 1 油路 36 と油圧ポンプ 9 とが連通し、第 1 油圧室 33 へ

油圧が供給されるとともに、第 2 油圧室 34 に接続する第 2 油路 37 とドレン通路 38 とが連通し、第 2 油圧室 34 がドレンされる。このため、アクチュエータ 30 のピストン 32 は図の左側に押圧、移動される。

【0041】一方、スプール 35 が図の最も左側に保持されている状態では、第 1 油路 36 とドレン通路 38 とが連通されて第 1 油圧室 33 がドレンされるとともに、第 2 油路 37 と油圧ポンプ 9 とが連通されて第 2 油圧室 34 へ油圧が供給される。このため、ピストン 32 は図の右側に押圧、移動される。

【0042】更に、スプール 35 が中間位置に保持されている状態では、第 1 油路 36 のポート部と第 2 油路 37 のポート部の双方がスプール 35 により閉塞される。これにより、第 1, 第 2 油圧室 33, 34 内の油圧が保持（ロック）され、ピストン 32 がその位置に保持される。

【0043】このように、アクチュエータ 30 のピストン 32 を任意の位置に移動、保持することにより、吸気弁 1 の作動角を所定の回転範囲内で任意の作動角に変更、保持することが可能で、簡素な構造でありながら、制御の自由度が非常に高い。

【0044】なお、上記の制御部 50 は、各種センサから検出又は推定されるエンジン回転数、負荷、水温及び車速等に応じて、上記の変更機構 10, 20 の制御を行う他、点火時期制御、燃料供給量制御、過渡時補正制御やフェールセーフ制御等のエンジン制御を行うようになっている。

【0045】次に、図 3 を参照して位相変更機構 20 側の構成について説明する。上記の吸気駆動軸 3 の前端部の外周側にはカムスプロケット（又はカムプリー）6 が同軸上に配置されている。このカムスプロケット 6 は、チェーン（又はベルト）を介してクランクシャフトから回転動力が伝達され、クランクシャフトと同期して回転する。

【0046】位相変更機構 20 は、カムスプロケット 6 の内周側に一体的に形成された外筒部 21 と、吸気駆動軸 3 に中空のボルト 22 を介して固定され、この吸気駆動軸 3 と一体的に回転する内筒部 23 と、これらの外筒部 21 と内筒部 23 との間に介装されるリング状のピストン 42 と、を有している。ピストン 42 の内、外周面と、内筒部 23 の外周面及び外筒部 21 の内周面との啮合部分 25 はヘリカルスプラインとなっている。従って、ピストン 42 が内、外筒部の軸方向（図 3 の左右方向）へ移動することにより、この軸方向の運動が内筒部 23 と外筒部 21 との相対回転運動に変換され、外筒部 21 と内筒部 23 との相対回転位相が連続的に変化する（変換手段）。これにより、カムスプロケット 6 に対する吸気駆動軸 3 の相対回転位相が変化し、吸気弁 1 の作動角の位相が作動角一定のままで連続的に変化する。

【0047】このような構成の位相変更機構 20 は、コ

ンパクトで機関への搭載性に優れ、部品点数も低く抑制される。また、上記の作動角変更機構 10 と併用した場合にも、互いに干渉せずに容易に配置することができる。

【0048】上記のピストン 42 は、その前後に画成される第 1 油圧室 43 及び第 2 油圧室 44 への供給油圧に応じて駆動される。つまり、上記の外筒部 21、内筒部 23 及びピストン 42 等により上記の位相変更アクチュエータ 40 が構成されている。

【0049】これら油圧室 43、44 への供給油圧はソレノイドバルブ 41 のスプール 45 の位置に応じて切り換えられ、このソレノイドバルブ 41 は制御部 50 からの出力信号により ON-OFF 駆動（デューティ制御）される。つまり、機関運転状態に応じて出力信号のデューティ比を変化させることにより、スプール 45 の位置が切り換えられる。

【0050】例えば、スプール 45 が図の最も左側に保持されている状態では、第 1 油圧室 43 に接続する第 1 油路 46 と油圧ポンプ 9 とが連通し、第 1 油圧室 43 へ油圧が供給されるとともに、第 2 油圧室 44 に接続する第 2 油路 47 とドレン通路 48 とが連通し、第 2 油圧室 44 がドレンされる。このため、アクチュエータ 40 のピストン 42 は図の左側に押圧、移動される。

【0051】一方、スプール 45 が図の最も右側に保持されている状態では、第 1 油路 46 とドレン通路 48 とが連通されて第 1 油圧室 43 がドレンされるとともに、第 2 油路 47 と油圧ポンプ 9 とが連通されて第 2 油圧室 44 へ油圧が供給される。このため、ピストン 42 は図の右側に押圧、移動される。

【0052】更に、スプール 45 が中間位置に保持されている状態では、第 1 油路 46 のポート部と第 2 油路 47 のポート部の双方がスプール 45 により閉塞される。これにより、第 1、第 2 油圧室 43、44 内の油圧が保持（ロック）され、ピストン 42 がその位置に保持される。

【0053】このように、アクチュエータ 40 のピストン 42 を任意の位置に移動、保持することにより、吸気弁 1 の作動角の位相を任意の位相に変更、保持することが可能で、簡素な構造でありながら、制御の自由度が非常に高い。

【0054】図 5 は、作動角変更機構 10 と位相変更機構 20 とを組み合わせ用いた場合の吸気弁 1 のバルブリフト特性の一設定例を示している。

【0055】アイドル等の低回転極低負荷域（a）では、ピストン上面を上死点から吸気負圧に晒さず、ある程度ピストンが変位して筒内が負圧となってから吸気弁を開とすることによるポンプ損失の低減化及び残留ガスの低減化等を図るために、吸気弁の開時期を上死点（TDC）よりも大幅に遅角させるとともに、主に燃焼改善を図るために吸気弁の閉時期を下死点（BDC）の近傍

に設定し、かつ、フリクション低減化及びガス流動強化による燃料霧化促進を図るために、作動角変更機構 10 を最小作動角、最小リフトの設定とする。すなわち、変更機構 10、20 により吸気作動角を最小作動角に、吸気位相を最遅角位相に設定する。これにより、燃費及び排気の双方の改善を図ることができる。

【0056】一方、低回転中負荷域（c）では、残留ガスの増化に伴うポンプ損失の低減化及び高温の残留ガスによる燃焼改善等を図るため、吸気弁の開時期を上死点よりも大きく進角させるとともに、主に吸入吸気量（充填効率）低減によるポンプ損失低減化を図るために、吸気弁の閉時期を下死点前とする。このため、上記のアイドル域（a）に比して、作動角変更機構 10 によりリフト作動角を所定の小作動角に増加させるとともに、位相変更機構 20 により吸気位相を最進角位相へ進角させる。

【0057】また、この中負荷域（c）より要求吸気量の少ない低回転低負荷域（b）では、燃焼悪化の防止及び残留ガスの低減化等を図るため、リフト作動角を所定の小作動角から最小作動角の範囲内に設定するとともに、吸気位相を所定の進角位相に設定し、有効圧縮比の向上に伴うポンプ損失低減で燃費向上を図る。

【0058】全開域つまり高負荷域（d）～（f）では、吸気作動角を中間位相の近傍に設定するとともに、主に充填効率を向上させるために、機関回転数の増加に伴ってリフト作動角を増加させて、全開性能の向上を図る。これにより、回転数の増加に伴って IVO が進角し、特に中回転以上の運転域で排気動的効果を有効に活用できる。

【0059】このように、低回転域（a）～（d）の中では、中負荷時（c）に吸気弁の開時期が最も進角するように設定されている。また、中回転域では、高負荷時（e）に吸気弁の開時期が最も進角するように設定されている。同様に、高回転域（例えば 4000 rpm 以上の回転域）では、高負荷時（f）に吸気弁の開時期が最も進角するように設定されている。

【0060】次に、図 5～図 8 を参照して、本実施形態の特徴的な構成及び作用について説明する。

【0061】図 7 は、リフト作動角が最大作動角に設定されている状態を示し、図 8 は図 7 の要部拡大図である。ロッカアーム 15 から制御軸 13 の制御カム中心 14a へ作用する荷重 F3 は、主として、ロッド状リンク 16 からロッカアーム 15 へ作用する荷重 F1 と、リング状リンク 12 からロッカアーム 15 へ作用する荷重 F2 と、の合力となる。この荷重 F3 の方向は、吸気駆動軸 3 の回転に応じて変化するものの、荷重 F3 が大きくなる上死点や下死点付近では、吸気駆動軸 3 の中心 3a と制御軸 13 の中心 13a とを結ぶ線 α に略平行となる。

【0062】このような荷重 F3 により、制御軸 13 を

不用意に回転させようとする制御軸トルクTが作用する。従って、上述したように、吸気弁の開時期が進角している設定状態(c), (e), (f)のときに、制御軸トルクTにより制御軸13が不用意に大作動角側へ回転する(あるいは吸気位相が不用意に進角する)と、吸気弁の開時期が過度に進角して、吸気弁1と図外のピストンとが干渉するおそれがある。

【0063】このような制御軸13の不用意な変動を招く制御軸トルクTは、荷重F3の増加に伴って増加するとともに、荷重F3のベクトルと制御軸13の中心13aとの距離すなわち腕長さLが長くなるに従って大きくなる。

【0064】荷重F3の大きさは、作動角変更機構10による吸気作動角の設定に応じて変化し、バルブリフト量が最大となる最大作動角の設定のときに最も大きくなる。従って、この実施形態では、最大作動角の設定のときに、上記の腕長さLが最も短くなるように設定している。

【0065】この関係で、図6に示すように制御軸13の回転範囲が約180°程度まで設定されている場合、吸気作動角が最大作動角(3)又は最小作動角(1)の場合に比して、所定の中作動角(2)のときに腕長さLが長くなり、制御軸トルクTが大きくなり易い。

【0066】また、制御軸トルクTの大きさは、機関回転数に応じて増加する。つまり、低回転時では、作動角変更機構10の各部品の慣性力が小さいため、バルブスプリング反力が支配的である。従って、低回転時には、荷重F3が相対的に低く、かつ、この荷重F3の向きも、ほぼ一定(図7、図8に示す向き)となる。一方、高回転時には、揺動カム4等の慣性力が非常に大きくなり、このような慣性力が支配的となるため、上記の低回転時に比して、荷重F3が大きくなる。また、揺動カム4の揺動動作に伴って慣性力の作用方向が反転するために、揺動カム4の作用方向も互いに反転する。従って、このように慣性力が支配的な高回転時には、制御軸13が大リフト作動角側にばらつく可能性が高く、低回転時に比して上記の干渉が発生する危険性が高い。

【0067】このようなことから、上述した吸気弁とピストンとの干渉を招くおそれのある運転状態、すなわち、吸気弁開時期が大きく進角している低回転中負荷時(c), 中回転高負荷時(e), 及び高回転高負荷時(f)の中で、低回転中負荷時(c)では、回転数が低く、かつ、吸気作動角が小作動角に設定されており、腕長さLも中作動角の場合に比して短くなるため、吸気弁とピストンとが干渉する可能性が最も低い。また、高回転高負荷時(f)では、最大作動角に設定されており、腕長さLが最小化されるため、中回転高負荷時(e)に比して、吸気弁とピストンとが干渉する可能性が相対的に低くなる。

【0068】更に言えば、低回転中負荷時(c)では位

相変更機構20により吸気位相が最遅角位相に設定されており、それ以上進角するおそれがなく、また高回転高負荷時(f)には作動角変更機構10により作動角が最大作動角に設定されており、それ以上増加するおそれがないのに対し、中回転高負荷域(e)では、吸気位相及び作動角ともに油圧により中間値に保持された不安定な状態となっているために、バルブリフト特性の変動、バラツキを生じやすい。

【0069】従って、図5にも示すように、吸気弁の開時期が大きく進角している3つの運転状態(c), (e), (f)の中で、低回転中負荷時(c)に吸気弁の開時期(M1)が最も進角し、中回転高負荷時(e)に吸気弁の開時期(M2)の進角量が最も小さくなるように設定している。つまり、低回転中負荷時(c), 高回転高負荷時(f), 中回転高負荷時(e)の順に吸気弁の開時期の進角量が小さくなるように設定している。これにより、吸気弁とピストンとの干渉を確実に回避しつつ、機関運転状態に応じて吸気弁開時期を十分に進角させることができる。従って、制御の自由度が増し、機関運転性能の向上を図ることができる。

【0070】なお、好ましくは図9に示すように、制御軸13と機関本体側のシリンダヘッド7との間に、制御軸13の回転範囲を機械的に規制するストッパ機構60を設ける。このストッパ機構60は、制御軸13の一端より径方向に張り出した係止ピン61と、シリンダヘッド7又はこれに固定される軸受ブラケット8に設けられ、係止ピン61に当接して制御軸13の回転範囲を規制する一対のストッパピン62, 63と、を備えている。このようなストッパ機構60を設けた場合、制御軸13を確実にかつ正確に最小作動角及び最大作動角の位置に保持することができ、リフト作動角のばらつきをより確実に防止できるため、吸気弁とピストンの干渉回避に更に有利である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態に係る可変動弁装置を示す概略構成図。

【図2】上記可変動弁装置の作動角変更アクチュエータ側の構成を示す断面对応図。

【図3】上記可変動弁装置の位相変更機構を示す断面对応図。

【図4】上記可変動弁装置の作動角変更機構による作動角及びバルブリフト量の変化の態様を示す特性図。

【図5】各運転状態における吸気バルブリフト特性を示す特性図。

【図6】本実施形態の作用説明図。

【図7】本実施形態の作用説明図。

【図8】図7の要部拡大図。

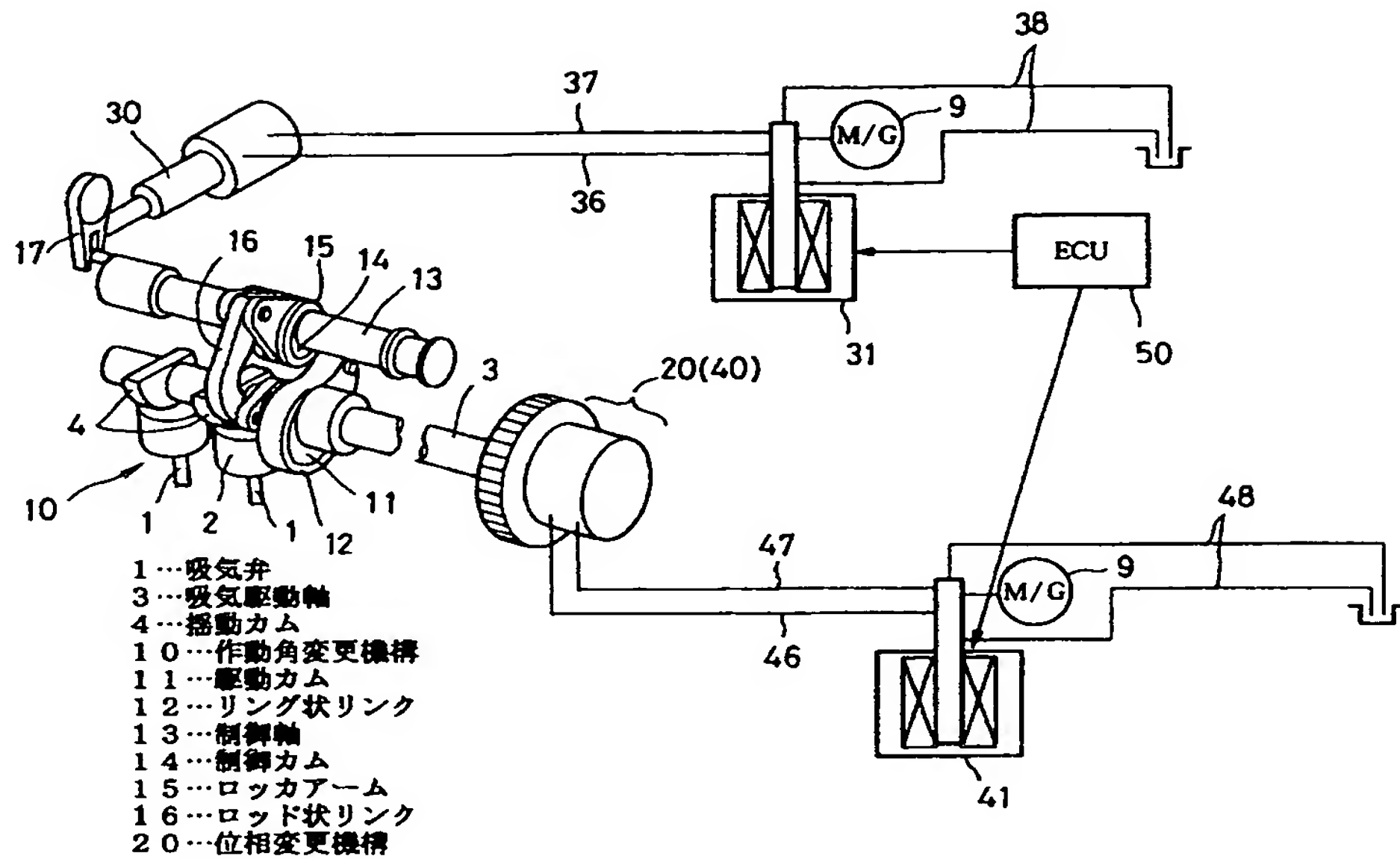
【図9】上記可変動弁装置にストッパ機構を適用した場合の断面对応図。

【符号の説明】

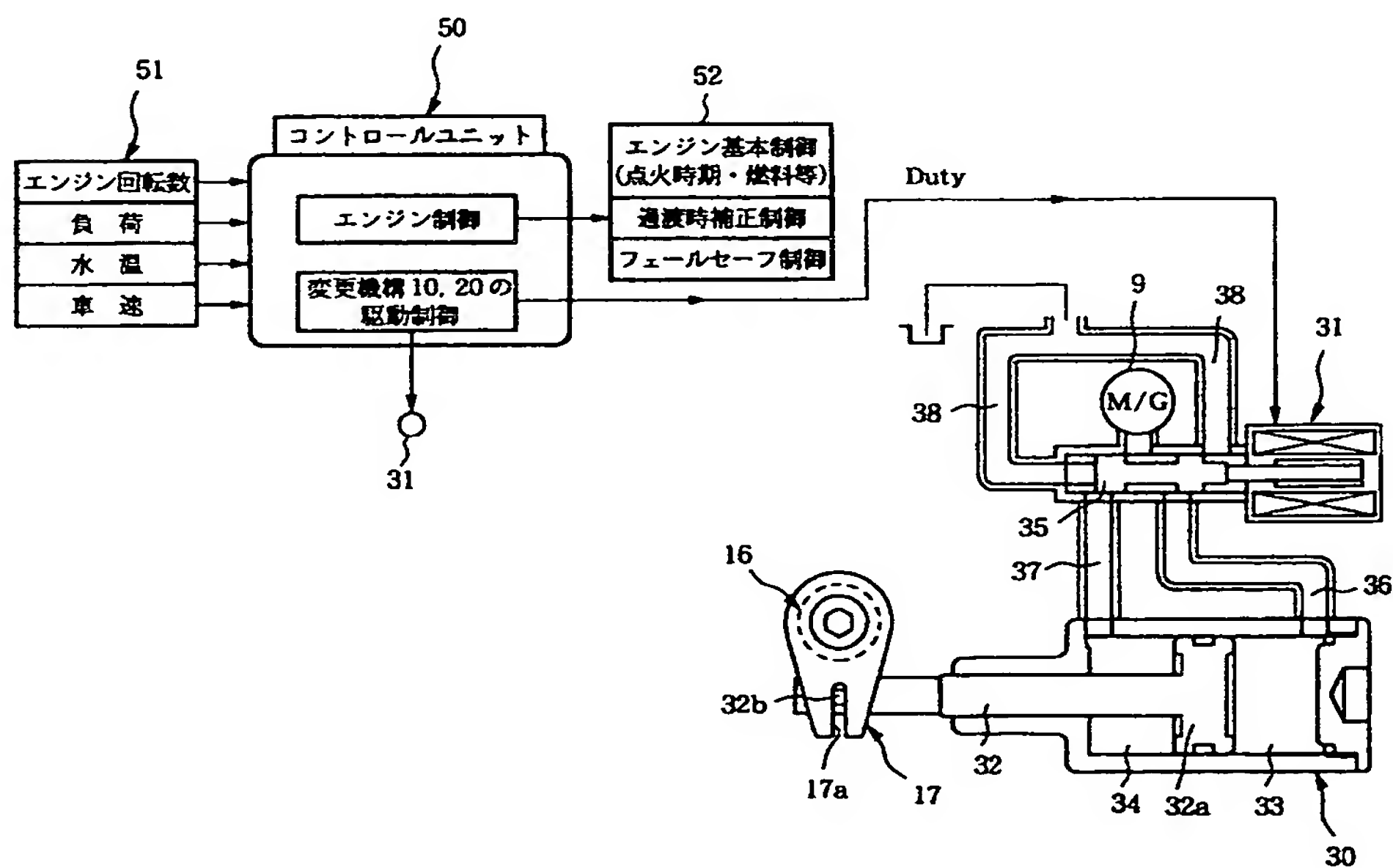
- 1…吸気弁
3…吸気駆動軸
4…揺動カム
10…作動角変更機構
11…駆動カム
12…リング状リンク

- 13…制御軸
14…制御カム
15…ロッカアーム
16…ロッド状リンク
20…位相変更機構

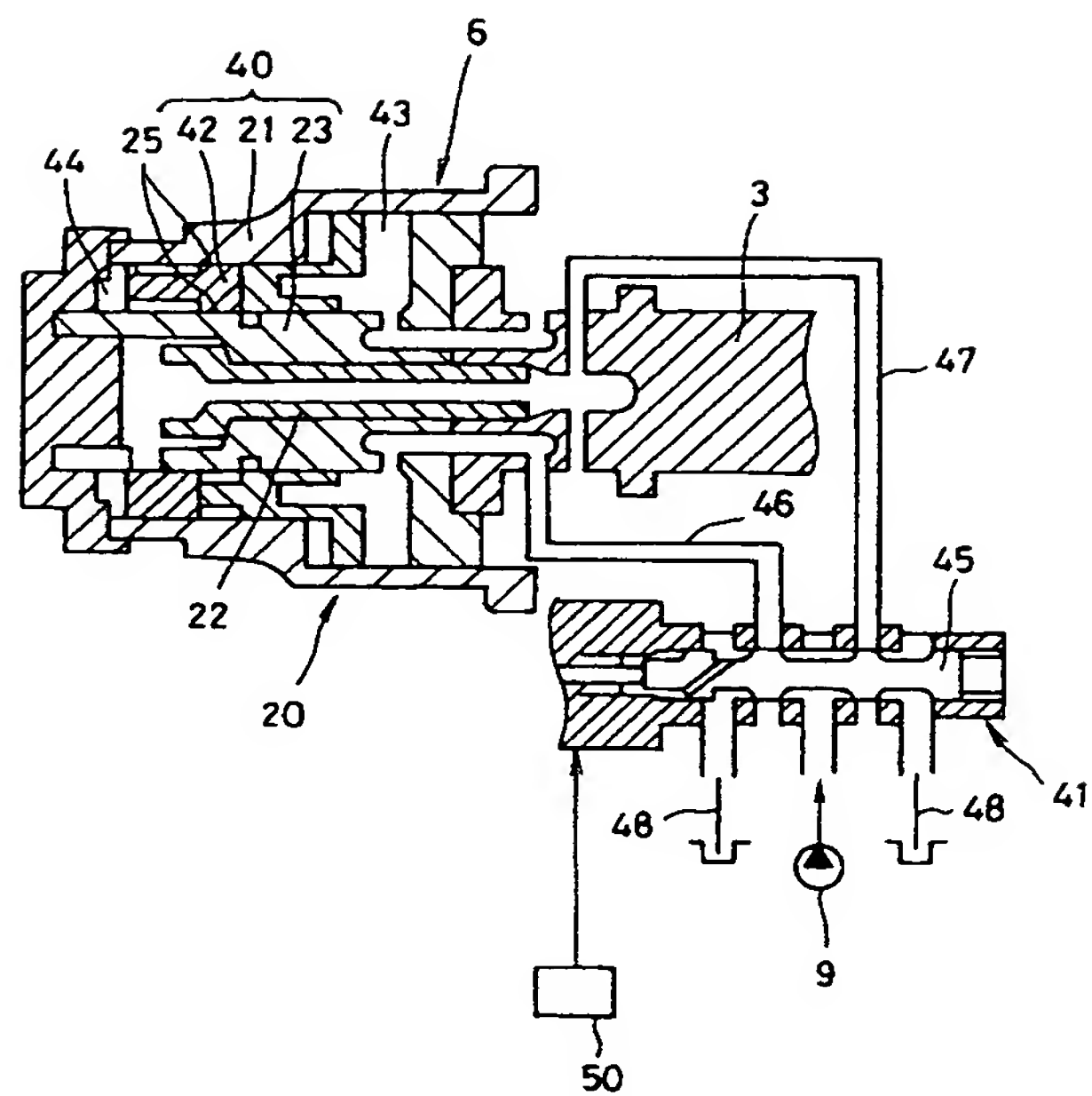
【図1】



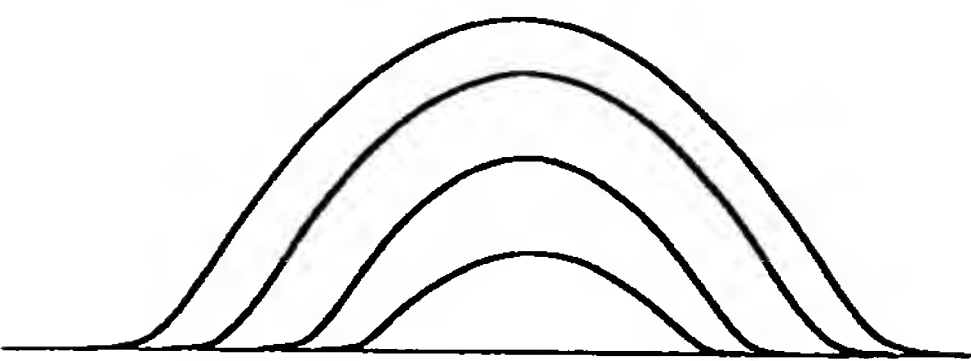
【図2】



【図3】



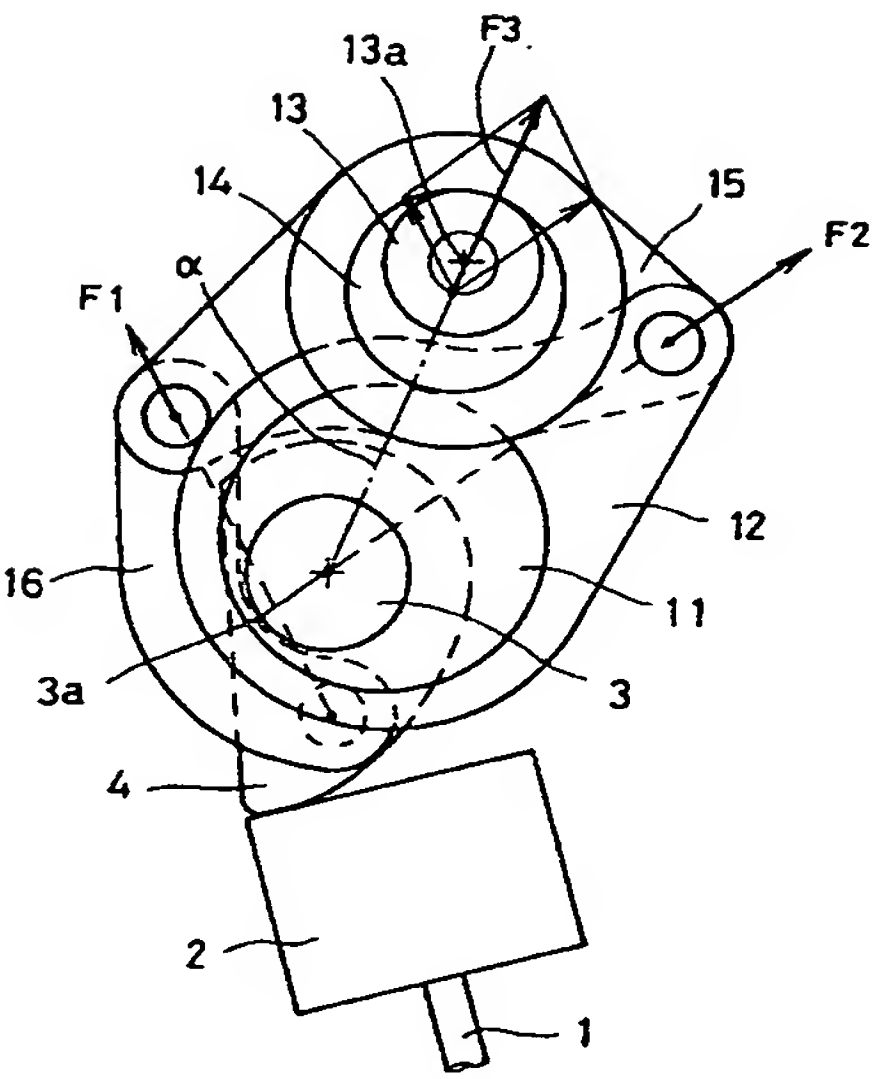
【図4】



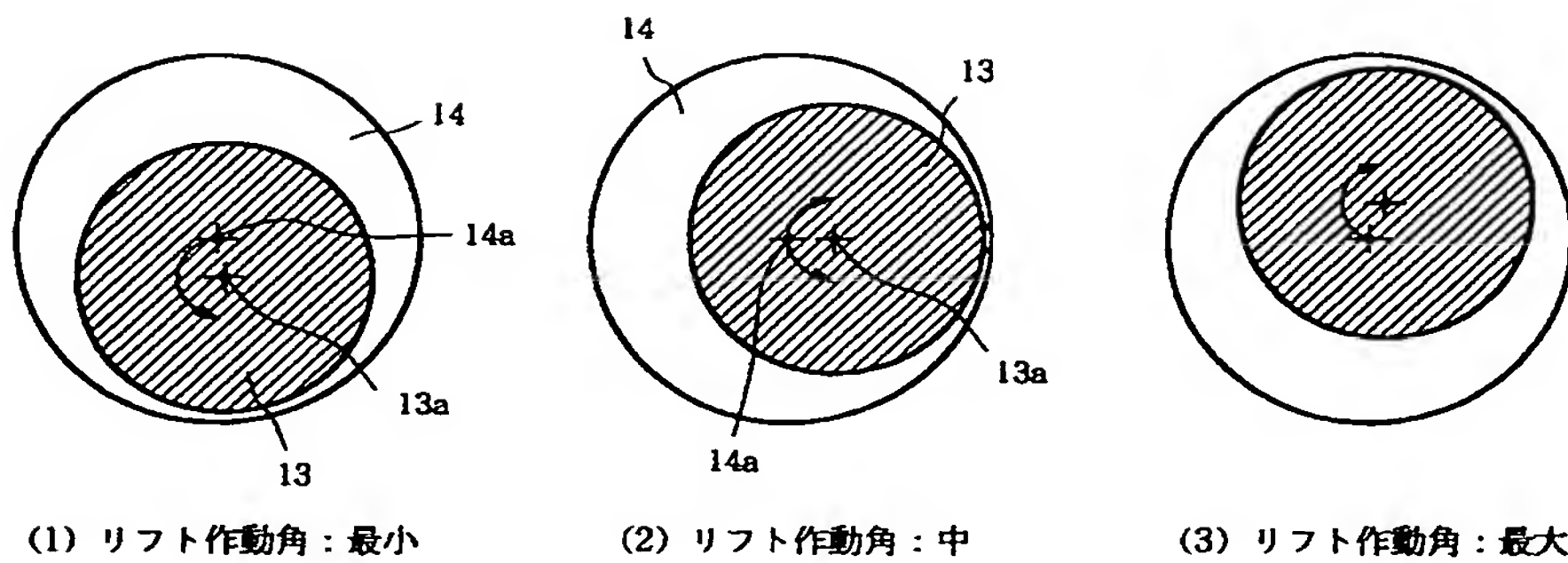
【図5】

運転状態		バルブリフト特性	
低回転	(a) アイドル	リフト作動角：最小 位相：最遅角	
	(b) 低負荷	リフト作動角：最小～小 位相：最進角～進角	
	(c) 中負荷	リフト作動角：小 位相：最進角	
全開（高負荷）	(d) 低速	リフト作動角：小～中 位相：中間	
	(e) 中速	リフト作動角：中 位相：中間	
	(f) 高速	リフト作動角：最大 位相：中間	

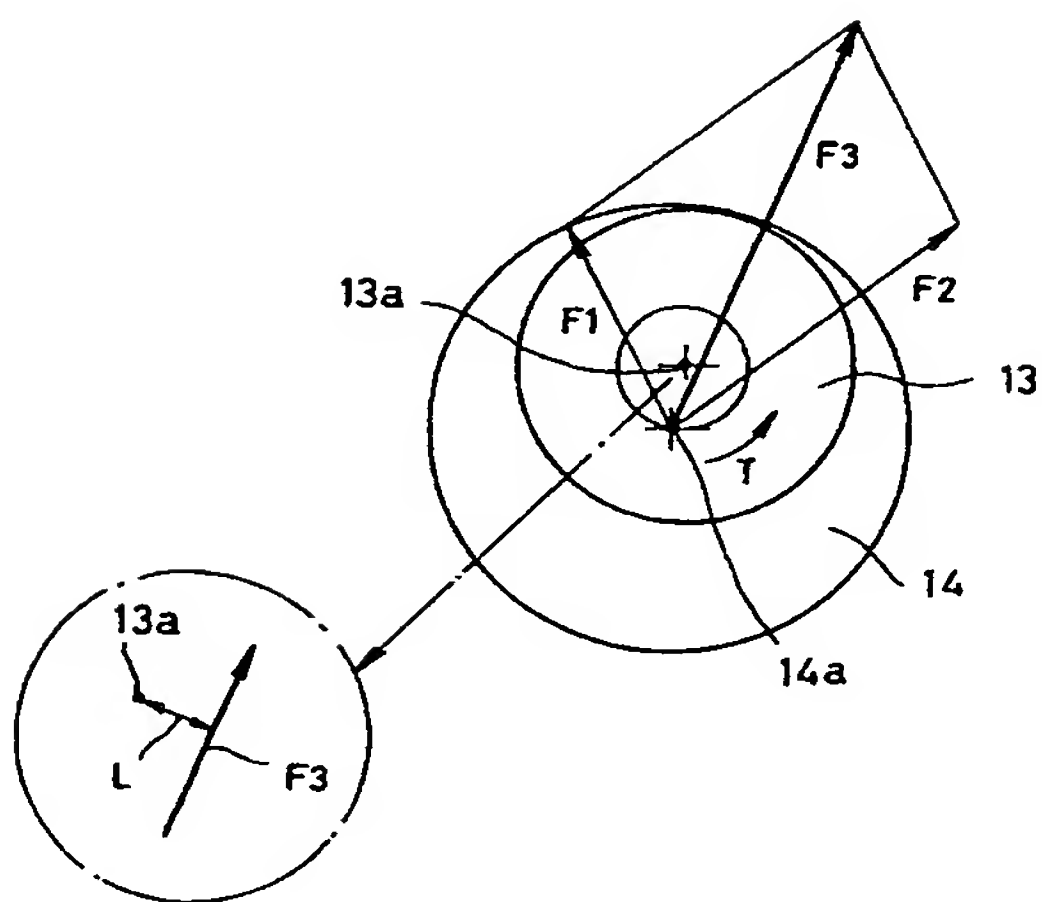
【図7】



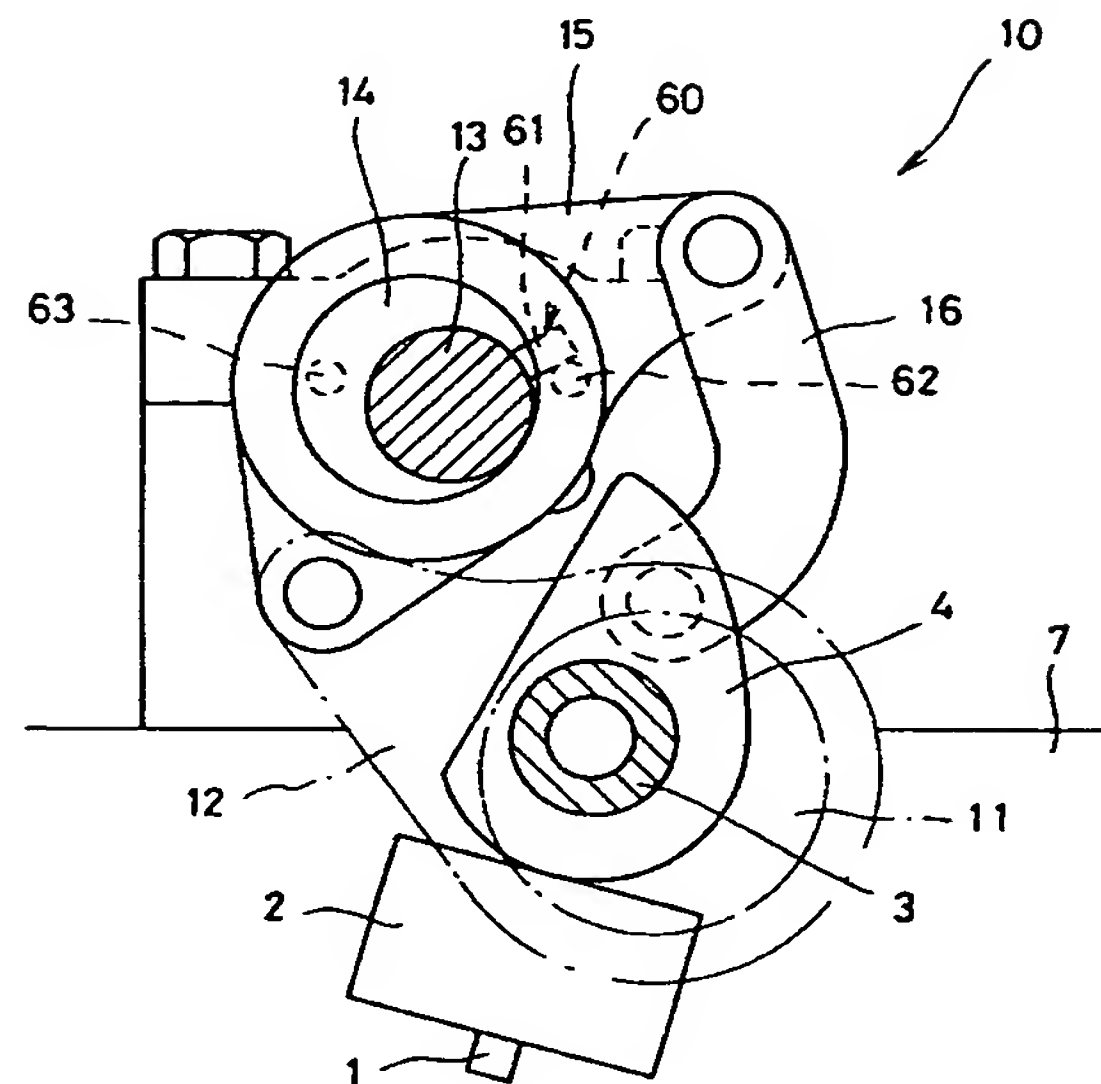
【図 6】



【図 8】



【図 9】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.⁷

識別記号

F 0 1 L 1/18

1/34

F 0 2 D 13/02

F I

F 0 1 L 1/18

1/34

F 0 2 D 13/02

テーマコード(参考)

F

C

H

(72)発明者 青山 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

Fターム(参考) 3G016 AA06 AA19 BB04 DA04 DA08
GA09

3G018 AB07 AB16 BA17 BA29 BA33
BA34 CA06 DA04 DA15 DA57
EA02 EA03 EA04 EA05 EA14
EA17 EA31 EA32 EA33 EA35
FA01 FA06 FA07 GA00

3G092 AA01 AA11 DA01 DA05 DA10
EA03 EA04 EA13 GA05 GA06
GA17 GA18 HE08Z HF21Z

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☒ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.